

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

**Katia Ritoša**

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Antun Galović, dipl. ing.

Student:

Katia Ritoša

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradila samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Srdačno se zahvaljujem mentoru prof.dr.sc. Antunu Galoviću koji je uvijek spreman pomoći te roditeljima koji su mi najveća podrška za vrijeme studiranja.

Katia Ritoša



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	23-02-2017 Prilog
Klasa:	602-04/17-6/4
Ur.broj:	15-1703-17-99

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Katia Ritoša** Mat. br.:0035194607

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Termodinamički proračun kondenzatora vodena para – kapljevita voda**

Naslov rada na engleskom jeziku: **The thermodynamic calculation of condenser water vapor – liquid water**

Opis zadatka:

Za potrebe zagrijavanja jednog stambenog bloka potrebno je osiguravati 6200 kW toplinskog toka. Prostori u tom stambenom bloku su zagrijavani s radijatorima s vodom temperature 80/60 °C. Zagrijavanje vode od 60 na 80 °C se obavlja u kondenzatoru u kojem potpuno kondenzira pregrijana vodena para tlaka 5 bar i temperature 200 °C. Kondenzator je izveden horizontalno kao snop bešavnih čeličnih cijevi koje se umetnute u bubanj (plašt). Kroz cijevi NO 32 struji voda a oko tih cijevi potpuno kondenzira vodena para. Broj cijevi tog nazivnog promjera odabran je tako da brzina strujanja u cijevima bude 0,2 m/s.

U okviru ovog rada potrebno je:

- Odrediti maseni protok kondenzirajuće vodene pare i maseni protok vode.
- Duljinu kondenzatora  $L$  u m.
- Temperaturu vode, temperaturu vanjske površine stijenke cijevi i ostvareni toplinski tok u ovisnosti o lokalnoj duljini  $l$  kondenzatora,  $0 \leq l \leq L$ . Za temperaturu vode i lokalni toplinski tok izvesti eksplicitne izraze u kojima se kao jedina varijabla javlja veličina  $l$  (lokalna duljina kondenzatora!).
- Stupanj iskoristivosti topline i ostvarenu srednju logaritamsku temperaturnu razliku  $\Delta \vartheta_{m,log}$ . Srednju logaritamsku temperaturnu razliku odrediti izravno koristeći adekvatni izraz odnosno koristeći rješenje  $\pi_1 = f(\pi_2; \pi_3 = 0)$ .
- Prikazati raspored cijevi unutar bubnja.

Rezultate proračuna pod c) prikazati u odgovarajućim dijagramima, iste interpretirati i navesti određene zaključke.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu kao i eventualnu pomoć mentora.

Zadatak zadan:  
30. studenog 2016.

Rok predaje rada:  
1. rok: 24. veljače 2017.  
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.  
3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:  
1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.  
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.  
3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Antun Galović

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA .....	IV
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY .....	VIII
1. UVOD.....	1
2. TERMODINAMIČKE OSNOVE .....	2
2.1. Termodinamičke osnove izmjenjivača topline .....	2
2.1.1. Matematički model .....	3
2.1.2. Srednja logaritamska razlika temperatura.....	5
2.1.3. Iskoristivost topline.....	6
2.1.4. Stupanj djelovanja rekuperatora .....	6
2.2. Kondenzacija.....	7
2.2.1. Filmska kondenzacija.....	8
2.2.2. Kapljičasta kondenzacija.....	14
2.2.3. Utjecaj nekondenzirajućih plinova na kondenzaciju .....	15
2.2.4. Stvarne pojave pri kondenzaciji oko snopa cijevi.....	16
3. TERMODINAMIČKI PRORAČUN.....	17
3.1. Proračun izmjenjivača promjenom brzine strujanja vode u cijevima.....	17
3.1.1. Postupak provođenja proračuna .....	17
3.1.2. Grafički prikaz i usporedba rezultata .....	24
3.2. Proračun izmjenjivača s odabranom brzinom strujanja vode $w=0,8$ m/s.....	30
3.2.1. Proračun duljine izmjenjivača.....	30
3.2.2. Tablični i grafički prikaz rezultata.....	34
3.2.3. Stupanj iskoristivosti topline.....	36
3.2.4. Srednja logaritamska temperaturna razlika $\Delta\theta_m$ .....	37
4. ZAKLJUČAK.....	40
LITERATURA.....	41
5. PRILOZI.....	42

## POPIS SLIKA

Slika 1.	Indirektni priključak .....	1
Slika 2	$p$ - $T$ dijagram za vodu.....	7
Slika 3	Nusseltov model filmske kondenzacije .....	8
Slika 4	Područja otjecanja kondenzata niz vertikalnu stijenku .....	11
Slika 5	Istovremena kapljičasta i filmska kondenzacija na djelomično premazanoj površini .....	14
Slika 6	a) Nusseltov idealizirani model otjecanja kondenzata b) Utjecaj konfiguracije cijevi na otjecanje kondenzata c) Prskanje uslijed kapanja kondenzata d) Nošenje kondenzata strujom pare.....	16
Slika 7	Prikaz temperatura struja pri kondenzaciji .....	22
Slika 8	Zavisnost temperature vode o duljini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi .....	24
Slika 9	Zavisnost temperature vode o površini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi .....	25
Slika 10	Zavisnost predanog toplinskog toka o duljini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi .....	26
Slika 11	Zavisnost temperature vanjske stijenke o duljini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi .....	28
Slika 12	Promjena koeficijenata prijelaza topline s promjenom brzine strujanja vode unutar cijevi .....	29
Slika 13	Promjena temperature vode i temperature vanjske stijenke cijevi po duljini izmjenjivača.....	35
Slika 14	Izmijenjeni toplinski tok po duljini izmjenjivača za brzinu strujanja vode u cijevi $w=0,8$ m/s .....	35
Slika 15	Razlika temperatura struja na ulazu i izlazu izmjenjivača .....	38
Slika 16	Grafičko određivanje srednje logaritamske temperaturne razlike.....	39

**POPIS TABLICA**

Tablica 1	F ( <i>Ja</i> , <i>Pr</i> ) .....	12
Tablica 2	Zadane vrijednosti .....	17
Tablica 3	Mjere za bešavnu cijev .....	17
Tablica 4	Veličine stanja suhozasićene pare (5 bar) .....	18
Tablica 5	veličine stanja vrele kapljevine (5 bar).....	18
Tablica 6	veličine stanja pregrijane pare (5 bar i 200 °C).....	18
Tablica 7	Fizikalna svojstva vode (70 °C) .....	19
Tablica 8	Fizikalna svojstva konenzata za srednju temperaturu .....	32

## POPIS OZNAKA

### Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
$A$	$m^2$	površina
$A_v$	$m^2$	vanjska površina izmjene topline
$C$	W/K	toplinski kapacitet struje
$C_1$	W/K	toplinski kapacitet slabije struje
$C_2$	W/K	toplinski kapacitet jače struje
$c_p$	J/(kg·K)	specifični toplinski kapacitet pri konst. tlaku
$D$	m	promjer cijevi
$d_{ekv}$	m	ekvivalentni promjer
$d_u$	m	unutarnji promjer cijevi
$d_v$	m	vanjski promjer cijevi
$g$	$m^2/s$	ubrzanje slobodnog pada
$H$	m	visina
$h$	J/kg	specifična entalpija
$h'$	J/kg	specifična entalpija vrele kapljevine
$h''$	J/kg	specifična entalpija suhozasićene pare
$h_{pp}$	J/kg	specifična entalpija pregrijane pare
$k$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	koeficijent prolaza topline
$L$	m	duljina
$l$	m	varijabilna duljina
$m$	kg	masa
$N$	-	broj cijevi
$N_{stv}$	-	stvaran broj cijevi
$Nu$	-	Nusseltov broj
$Nu_m$	-	prosječni Nusseltov broj
$p$	N/m <sup>2</sup> , Pa	tlak
$p'$	N/m <sup>2</sup> , Pa	tlak zasićenja vodene pare
$Pr$	-	Prandtlov broj
$q_m$	kg/s	maseni protok
$q_{mc}$	kg/s	maseni protok vode kroz jednu cijev
$q_{mw}$	kg/s	maseni protok vode kroz izmjenjivač
$Q$	J	toplina
$Re$	-	Reynoldsov broj
$r$	J/kg	specifična toplina isparavanja
$R_v$	m	vanjski polumjer



---

$R_u$	M	unutarnji polumjer
$s$	J/(kg·K)	specifična entropija
$s'$	J/(kg·K)	specifična entropija vrele kapljevine
$s''$	J/(kg·K)	specifična entropija suhozasićene pare
$T$	K	apsolutna temperatura
$v$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen
$v'$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen vrele kapljevine
$v''$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen pregrijane pare
$w$	m/s	brzina strujanja vode u cijevi

## Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
$\alpha$	$W/(m^2 \cdot K)$	koeficijent prijelaza topline
$\alpha_v$	$W/(m^2 \cdot K)$	vanjski koeficijent prijelaza topline
$\alpha_u$	$W/(m^2 \cdot K)$	unutarnji koeficijent prijelaza topline
$\alpha_m$	$W/(m^2 \cdot K)$	prosječni koeficijent prijelaza topline
$\delta$	m	debljina
$\varepsilon$	-	iskoristivost topline izmjenjivača
$\eta$	-	stupanj djelovanja izmjenjivača
$\mu$	Pa·s	dinamička viskoznost
$\vartheta$	°C	Celzijeva temperatura
$\vartheta_1'$	°C	ulazna temperatura slabije struje
$\vartheta_1''$	°C	izlazna temperatura slabije struje
$\vartheta_2'$	°C	ulazna temperatura jače struje
$\vartheta_2''$	°C	izlazna temperatura jače struje
$\vartheta'$	°C	temperatura zasićenja
$\lambda$	$W/(m \cdot K)$	toplinska provodnost
$\lambda_k$	$W/(m \cdot K)$	toplinska provodnost kapljevine
$\lambda_p$	$W/(m \cdot K)$	toplinska provodnost pare
$\nu$	$m^2/s$	kinematička viskoznost
$\pi_1$	-	bezdimenzijska temperaturna značajka
$\pi_2$	-	bezdimenzijska značajka broja prijenosnih jedinica
$\pi_3$	-	bezdimenzijska značajka omjera toplinskih kapaciteta struja
$\rho$	$kg/m^3$	gustoća
$\rho_k$	$kg/m^3$	gustoća vrele kapljevine
$\rho_p$	$kg/m^3$	gustoća suhozasićene pare
$\Phi$	W	toplinski tok
$\Phi_{max}$	W	maksimalni raspoloživi toplinski tok

## SAŽETAK

U radu je proveden termodinamički proračun kondenzatora vodene pare. Izmjenjivač topline je tipa „Shell & Tube“, kondenzacija pare se odvija u plaštu oko cijevi unutar kojih se zagrijava voda za potrebe grijanja stambenog bloka. U prvom dijelu rada objašnjena je termodinamička osnova izmjenjivača, procesa kondenzacije i dan je pregled mogućih modela pomoću kojih se provodi proračun. Slijedi analiza radnih parametara kondenzatora u funkciji brzine strujanja vode unutar cijevi, te prikaz promjene koeficijenata prijelaza topline, toplinskog toka, temperature stijenki te same duljine izmjenjivača u ovisnosti o toj brzini. Nakon odabira željene brzine strujanja vode prikazan je proračun svih prije navedenih parametara sukladno zahtjevu zadatka te su dani odgovarajući grafički prikazi njihovih promjena. Za izračunate vrijednosti dan je konstrukcijski prijedlog izmjenjivača. U prilogu rada nalazi se nacrt cijelog uređaja.

Ključne riječi: kondenzator, termodinamički proračun kondenzatora, kondenzacija pregrijane vodene pare

## SUMMARY

This bachelor's degree thesis carries out a thermodynamic analysis of a steam condenser, the 'Shell and Tube' type in which the overheated steam completely condenses in the shell, while the transferred heat warms up the liquid water, flowing in a bundle of tubes, used for heating a residential area. The beginning of this thesis is about showing the basics of thermodynamics in the field of heat exchange, condensation processes and it's given an overview of possible condensation models. The introduction is followed by the analysis of the condenser operating parameters, such as water temperature, temperature of the outer wall of the tubes and exchanged heat depending on the water velocity in the tubes. In the second part, after choosing the desired velocity of the water, a detailed calculation is shown for all earlier listed parameters, in function of the input values defined by the assignment. Graphical representations are shown for all analysis. In the end there is a simplified design of the whole device.

Key words: condenser, thermodynamic computations of a condenser, overheated steam condensation



## 2. TERMODINAMIČKE OSNOVE

### 2.1. Termodinamičke osnove izmjenjivača topline

Izmjenjivači topline su vrsta toplinskih aparata pomoću kojih se prenosi toplina između dva medija, prilikom čega se topli medij hladi, a hladni medij grije. Imaju široku primjenu u toplinskoj i procesnoj tehnici, rashladnoj tehnici te termoenergetskim postrojenjima.

Postoje tri osnovne vrste izmjenjivača topline: rekuperativni izmjenjivači topline, regenerativni izmjenjivači i direktni (izravni) aparati. Rekuperatori su izmjenjivači kod kojih su struje fluida međusobno razdvojene čvrstom stijenkom pa ne dolazi do izravnog dodira struja, što je bitan segment u većini primjena zbog raznolikosti medija koji sudjeluju u procesu. Kod regeneratora postoji akumulacijska masa u obliku saća koja se rotira oko svoje osi naizmjenično unutar toplije i hladnije struje ili mogu biti izvedeni s nepomičnom akumulirajućom masom pa se onda pomoću zaklopki regulira strujanje medija. Postoje posebne izvedbe takvih uređaja namijenjenih za primjenu u klimatizaciji kod kojih se osim topline preko akumulirajuće mase vrši i povrat vlage između struja zraka. U direktnom izmjenjivaču struje dolaze u izravni dodir unutar mješališta.

Nama su u daljnjem izlaganju zanimljivi rekuperativni izmjenjivači topline jer je upravo takvog tipa zadani izmjenjivač. Osnovne su izvedbe s obzirom na međusobni smjer strujanja fluida: istosmjerni, protusmjerni i križni rekuperator. Kod istosmjernih struje fluida se gibaju međusobno paralelno u istom smjeru, a kod protusmjernih struje također teku međusobno paralelno, ali u suprotnim smjerovima, dok se kod križnih rekuperatora struje međusobno križaju. U praksi se najčešće izvode kombinirani rekuperatori koji u sebi sadrže elemente svih triju osnovnih tipova.

### 2.1.1. Matematički model

Toplinski tok kao glavna varijabla procesa izmjene topline u izmjenjivaču ovisi o: toplinskim kapacitetima struja fluida, načinu i smjeru strujanja fluida, koeficijentu prolaza topline, ukupnoj površini prijenosa topline, te ulaznim i izlaznim temperaturama pojedinih fluida.

$$\Phi = \Phi(k, A_0, \vartheta_1', \vartheta_1'', \vartheta_2', \vartheta_2'', C_1, C_2) \quad (1)$$

Prvi korak pri proračunu rekuperatora je identifikacija struja prema vrijednosti toplinskog kapaciteta pojedine struje, W/K, a koji se računa kao umnožak masenog protoka i specifičnog toplinskog kapaciteta pri konstantnom tlaku dotična struje prema formuli:

$$C = q_m c_p \quad (2)$$

Prema dogovoru slabija struja je ona koja ima manju vrijednost toplinskog kapaciteta i pridružujemo joj indeks **1**. Jača struja ima veći toplinski kapacitet i pridružuje joj se indeks **2**. Pri označavanju temperatura ulaznu temperaturu pojedine struje označavamo apostrofom ', a izlazne temperature apostrofom ''.

Kako bi se smanjio broj nezavisnih varijabli pomoću kojih se prikazuje rješenje i pojednostavio proračun, problem se podvrgava dimenzijskoj analizi, te se dobiva rješenje rekuperatora u bezdimenzijskom obliku:

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \quad (3)$$

U jednadžbi (3) pojedine bezdimenzijske značajke su:

$$\pi_1 = \frac{\vartheta_1' - \vartheta_1''}{\vartheta_1' - \vartheta_2'}, \quad (4)$$

Koja predstavlja omjer promjene temperature slabije struje i zadane ulazne temperaturne razlike struja.

$$\pi_2 = \frac{k \cdot A_0}{C_1}, \quad (5)$$

Značajka  $\pi_2$  predstavlja broj tzv. prijenosnih jedinica.

$$\pi_3 = \frac{C_1}{C_2} \quad (6)$$

Dok značajka  $\pi_3$  predstavlja omjer toplinskih kapaciteta slabije i jače struje.

Iz čega slijedi:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3) \quad (7)$$

Izvodi  $\pi$ -parametara za pojedine vrste rekuperatora neće biti prikazani u ovom radu.

Kako je u našem zadatku zadan poseban slučaj rekuperatora, a to je slučaj kada jedna od struja kondenzira ili isparuje dolazi do određenih pojednostavljenja u općem rješenju danom jednačinom (7).

Definicija specifičnog toplinskog kapaciteta pri konstantnom tlaku:

$$c_p = \frac{1}{m} \left( \frac{\partial Q}{\partial \vartheta} \right)_p = \left( \frac{\partial h}{\partial \vartheta} \right)_p \quad (8)$$

Pokazuje da on postaje beskonačno velik kod pojava kod kojih se toplina prenosi pri konstantnom tlaku uz temperaturni zastoje ( $\vartheta = \text{konst}$ ), a što je slučaj kod promjena agregatnog stanja, pa tako toplinski kapacitet struje koja isparuje ili kondenzira poprima beskonačnu vrijednost ( $C_2 \rightarrow \infty$ ). Pa je:

$$\pi_3 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{q_{m1} c_{p1}}{q_{m2} c_{p2}} = \frac{q_{m1} c_{p1}}{\infty} = 0 \quad (9)$$



Tada su vrijednosti funkcija  $\pi_1$  iste za sve tipove rekuperatora, dakle smjer strujanja postaje nevažan, pa rješenje glasi:

$$\pi_1 = 1 - \exp(-\pi_2) \quad (10)$$

Iz jednadžbe (10) lako se dolazi do značajke  $\pi_2$

$$\pi_2 = -\ln(1 - \pi_1) \quad (11)$$

### 2.1.2. Srednja logaritamska razlika temperatura

Proračun rekuperatora se često prikazuje preko srednje logaritamske razlike temperature struja  $\Delta\vartheta_m$ , tako da izraz za toplinski tok na ukupnoj površini glasi:

$$\Phi(A_0) = k A_0 \Delta\vartheta_m \quad (12)$$

Jednadžbu (10) možemo koristeći jednadžbu (4) i jednadžbu:

$$\Phi = C_1(\vartheta_1' - \vartheta_1'') \quad (13)$$

Izjednačiti sa sljedećom jednadžbom:

$$\Phi(A_0) = C_1(\vartheta_1' - \vartheta_2')\pi_1, \quad (14)$$

Pa slijedi izraz za bezdimenzijsku srednju logaritamsku temperaturnu razliku:

$$\frac{\Delta\vartheta_m}{\vartheta_1' - \vartheta_2'} = \frac{\pi_1}{\frac{k \cdot A_0}{C_1}} = \frac{\pi_1}{\pi_2} \quad (15)$$

Vidi se da je srednja logaritamska razlika temperatura, svedena na razliku ulaznih temperatura jedne i druge struje određena bezdimenzijskim veličinama  $\pi_1$  i  $\pi_2$ .

### 2.1.3. Iskoristivost topline

Iskoristivost topline predstavlja omjer stvarno prenesenog toplinskog toka  $\Phi$  i sveukupno raspoloživog toplinskog toka  $\Phi_{\max}$  koji je zadan toplinskim kapacitetom slabije struje  $C_1$  i ulaznim temperaturama obiju struja  $\vartheta_1'$  i  $\vartheta_2'$ .

$$\Phi = \pi_1 C_1 (\vartheta_1' - \vartheta_2') \quad (16)$$

$$\Phi_{\max} = C_1 (\vartheta_1' - \vartheta_2') \quad (17)$$

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} = \frac{\pi_1 C_1 (\vartheta_1' - \vartheta_2')}{C_1 (\vartheta_1' - \vartheta_2')} = \pi_1 \quad (18)$$

Jednadžba (17) pokazuje da je iskoristivost topline nekog izvedenog rekuperatora jednaka njegovoj  $\pi_1$  značajki i bez obzira na tip rekuperatora predstavlja omjer stvarno postignute temperaturne razlike slabije struje i ulazne temperaturne razlike.

Kako je  $\pi_1$  značajka ovisna o bezdimenzijskim značajkama  $\pi_2$  i  $\pi_3$  to znači da će vrijednost iskoristivosti topline ovisiti o tipu rekuperatora.

### 2.1.4. Stupanj djelovanja rekuperatora

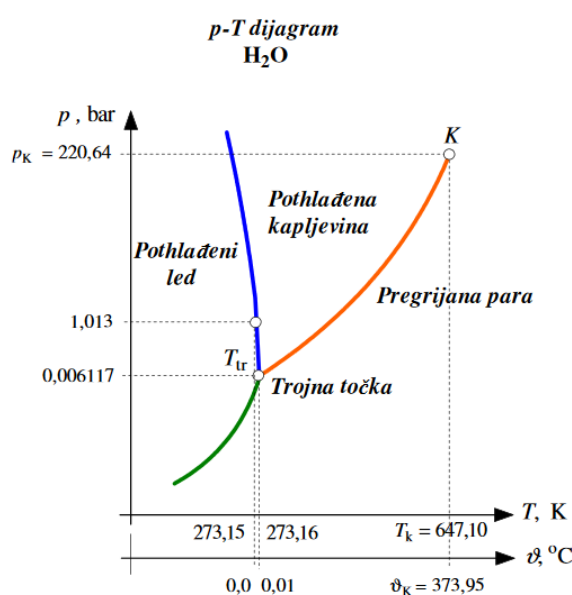
Stupanj djelovanja rekuperatora  $\eta$  predstavlja omjer stvarnog toplinskog toka prenesenog kod konačne površine izmjenjivača  $A_0$ ,  $\Phi(A_0)$  i toplinskog toka koji bi se izmijenio u takvom tipu izmjenjivača kada bi njegova površina hipotetski težila u beskonačnost  $A_0 \rightarrow \infty$ ,  $\Phi(A_0 \rightarrow \infty)$ .

$$\eta = \frac{\Phi(A_0)}{\Phi(A_0 \rightarrow \infty)} \quad (19)$$

## 2.2. Kondenzacija

Ukapljivanje ili kondenzacija je proces pri kojemu tvar prelazi iz parovitog u kapljevito agregatno stanje. Do kondenzacije dolazi kada se para nađe u dodiru sa stijenkom temperature  $\vartheta_s$  manje od temperature zasićenja  $\vartheta'$ , a koja je za pripadajući tlak određena krivuljom napetosti kapljevina-para.

$$\vartheta_s < \vartheta' = f(p) \quad (20)$$



Slika 2 *p-T* dijagram za vodu [5]

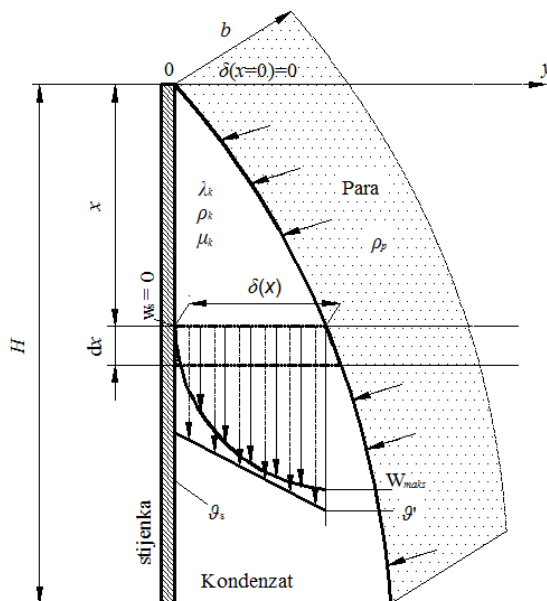
Rošenje stijenke može poprimiti dva karaktera. Dominantni je oblik kondenzacije onaj u kojem kondenzat kontinuirano kvasi kondenzacijsku površinu te nastaje film kapljevine koji pod djelovanjem gravitacije kontinuirano struji niz površinu, takav se oblik kondenzacije naziva filmskom. Ukoliko je površina prekrivena supstancijom koja sprječava vlaženje, moguća je i pojava kapljičaste kondenzacije. Kapljičastu kondenzaciju karakterizira diskontinuitet u kvašenju stijenke, kondenzat se trenutačno nakuplja u sitne kapljice formirane u pukotinama i šupljinama. Kapljice uslijed gravitacije struje niz površinu stijenke ili bivaju odnesene parovitom strujom.

U stvarnosti se uglavnom ova dva mehanizma pojavljuju istovremeno i takva se kondenzacija naziva mješovita kondenzacija.

### 2.2.1. Filmska kondenzacija

Teoriju filmske kondenzacije je početkom 20. stoljeća postavio i detaljno razradio Nusselt, a njegov je teorijski model verificiran mnogim kasnijim istraživanjima. U razradi svoga modela Nusselt uvodi sljedeće pretpostavke:

- Laminarno otjecanje kondenzata i konstantna fizikalna svojstva kondenzata.
- Para se nalazi na temperaturi zasićenja  $\vartheta'$  i u pari ne postoje temperaturni gradijenti, što nam govori da se prijenos topline odvija samo kondenzacijom na slobodnoj površini a ne provođenjem iz pare.
- Zanemareno je poprečno naprezanje kapljevina-para na slobodnoj površini iz čega slijedi da je  $\left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)_{y=\delta(x)} = 0$ .
- Zanemaren je impuls količine gibanja i adveksijski energijski prijenos u filmu kondenzata, što je prihvatljivo u slučaju malih brzina otjecanja kondenzata. Iz te pretpostavke proizlazi da se prijenos topline kroz sloj odvija samo provođenjem, a temperaturni profil kroz nastali kondenzat je linearan.



Slika 3 Nusseltov model filmske kondenzacije

U sklopu ovog rada neće biti prikazan postupak izvođenja izraza za koeficijente prijelaza topline već samo krajnji izrazi.

Izraz za lokalni koeficijent prijelaza topline,  $\alpha(x)$ , prema Nusseltu glasi:

$$\alpha(x) = \left( \frac{(\rho_k - \rho_p) \cdot \rho_k \cdot g \cdot r \cdot \lambda_k^3}{4\mu_k \cdot (\vartheta' - \vartheta_s) \cdot x} \right)^{0,25} \quad (21)$$

U većini proračuna se kondenzacija pare odvija pri tlakovima puno manjim od kritičnog te je gustoća pare puno manja od gustoće pripadajućeg kondenzata pa se gustoća pare može zanemariti.

Jednadžba pokazuje da lokalni koeficijent prijelaza topline opada s porastom varijable  $x$ . To je zato što kondenzat predstavlja toplinski otpor prijenosu topline između pare i površine, otpor raste s porastom debljine filma kondenzata  $\delta(x)$ , koja raste u smjeru strujanja. Na mjestu  $x=0$  je  $\delta(x=0)=0$ , pa je i toplinski otpor jednak nuli iz čega slijedi da je  $\alpha(x=0) \rightarrow \infty$ . U slučajevima filmske kondenzacije poželjno je koristiti kratke, vertikalne površine ili horizontalne cilindre.

U praktičnoj primjeni nas najčešće zanima prosječna vrijednost koeficijenta prijelaza topline na sveukupnoj visini, odnosno površini, stijenke. Ta vrijednost je definirana tako da je po njoj izračunat izmijenjeni toplinski tok, na istoj površini stijenke i istoj razlici temperatura, jednak toplinskom toku izračunatog pomoću lokalnog koeficijenta prijelaza topline:

$$\alpha_m = \frac{1}{H} \int_{x=0}^{x=H} \alpha(x) dx \quad (22)$$

Uvrštavanjem jednadžbe (21) u jednadžbu (22), nakon integriranja i sređivanja dobiva se:

$$\alpha_m = \frac{4}{3} \left( \frac{\rho_k^2 \cdot g \cdot r \cdot \lambda_k^3}{4\mu_k \cdot (\vartheta' - \vartheta_s) \cdot H} \right)^{0,25} \quad (23)$$

U jednadžbi (23) fizikalna svojstva kondenzata uzimamo za srednju temperaturu  $\vartheta_m$ :

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta' + \vartheta_s}{2} \quad (24)$$

Gore navedeni izrazi vrijede za kondenzaciju na vertikalnoj ravnoj stijenci i kondenzaciju pare unutar i oko vertikalne ravne cijevi.

Izraz za prosječni koeficijent prijelaza topline pri kondenzaciji pare na nagnutoj stijenci duljine  $L$ , za kut  $\varphi$  prema horizontali glasi:

$$\alpha_m = 0,943 \left( \frac{\rho_k \cdot g \cdot r \cdot \lambda_k^3}{v_k \cdot (\vartheta' - \vartheta_s) \cdot L} \cdot \sin \varphi \right)^{0,25} \quad (25)$$

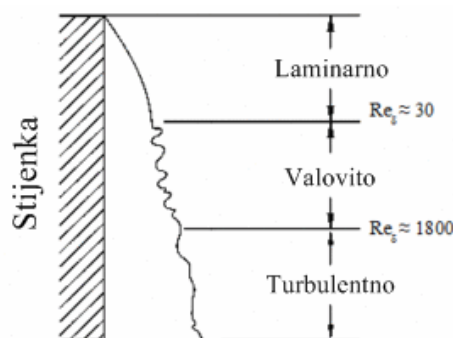
Za slučaj kondenzacije oko horizontalne stijenke cijevi vanjskog promjera  $d_v$  prosječni koeficijent prijelaza topline računa se kao:

$$\alpha_m = \left( \frac{\rho_k \cdot g \cdot r \cdot \lambda_k^3}{4v_k \cdot (\vartheta' - \vartheta_s) \cdot d_v} \right)^{0,25} \quad (26)$$

U navedenim izrazima javlja se temperatura stijenke  $\vartheta_s$  koja je u proračunima uglavnom nepoznata pa se istu najprije mora pretpostaviti. Zatim se treba izračunati koeficijente prijelaza i prolaza topline te postignuti toplinski tok pa na temelju izjednačavanja toplinskih tokova s obje strane stijenke i kroz samu stijenkku provjerava pretpostavljena temperatura. Postupak se provodi iteracijski dok se pretpostavljena temperatura  $\vartheta_s$  s dovoljnom točnosti ne približi provjerenoj vrijednosti.

Kada u našem izračunu nemamo suhozasićenu paru, nego zasićenu ili pregrijanu paru, u gornje izraze na mjesto specifične topline kondenzacije  $r$  uvrštavamo razliku specifičnih entalpija  $h-h'$  za pregrijanu paru odnosno  $xr$  za zasićenu paru s početnim sadržajem pare  $x$ .

Istraživanja na dugim okomitim cijevima su pokazala da koeficijent prijelaza topline nakon neke visine  $H$  više ne opada nego raste zbog toga što kondenzat više ne struji laminarno nego nakon jednog prijelaznog valovitog područja počinje strujati turbulentno.



**Slika 4 Područja otjecanja kondenzata niz vertikalnu stijenku**

Unutar kojeg područja se nalazimo može se prikazati pomoću Reynoldsova broja definiranog preko prosječne brzine  $w_x$  i debljine kondenzata  $\delta(x)$ :

$$Re = \frac{\bar{w}_x \cdot \delta(x)}{v} \quad (27)$$

Strogo laminarno strujanje se odvija u intervalu do  $Re_{\delta(x)} < 10$ .

Za laminarno-valovito područje  $10 < Re_{\delta(x)} < 30$  vrijedi jednačba s modificiranim Nusseltovim brojem:

$$Nu_m = \frac{\alpha_m \cdot \left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3}}{\lambda} = 1,47 \cdot Re_{\delta(x)}^{-1/3} \quad (28)$$

Za prijelazno područje  $30 < Re_{\delta(x)} < 1800$  Kutateladze predlaže:

$$Nu_m = \frac{\alpha_m \cdot \left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3}}{\lambda} = \frac{Re_{\delta(x)}}{1,08 \cdot Re_{\delta(x)}^{1,22} - 5,2} \quad (29)$$

Dok za turbulentno područje  $Re_{\delta(x)} > 1800$  Labuntsov preporučuje:

$$Nu_m = \frac{\alpha_m \cdot \left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3}}{\lambda} = \frac{Re_{\delta(x)}}{8750 + 58 \cdot Pr^{-0,5} (Re_{\delta(x)}^{0,75} - 253)} \quad (30)$$

Za filmsku kondenzaciju na horizontalnim pločama kada je jedina pokretačka sila ona uslijed hidrostatske razlike tlakova, nastale uslijed toga što je debljina filma veća u centru ploče nego na rubovima Clifton i Chapman predlažu sljedeći izraz:

$$Nu_L = 2,43 \cdot \left( \frac{\rho_k^2 \cdot g \cdot r \cdot L^3}{\lambda_k \cdot v_k \cdot (\vartheta' - \vartheta_s)} \right) \cdot F \left( \frac{Ja}{Pr} \right) \quad (31)$$

Pri čemu je:

**Tablica 1**  $F(Ja, Pr)$  [5]

$\frac{Ja}{Pr} = \frac{\lambda_l \cdot \Delta \vartheta}{\eta_l \cdot r}$	$F(Ja, Pr)$
0.176	0.329
0.381	0.322
0.698	0.320
2.27	0.285
4.08	0.264

Nusseltova se analiza može proširiti na laminarnu filmsku kondenzaciju na vanjskim površinama sfere i horizontalne cijevi. Prosječni se koeficijent prijelaza topline može izraziti kao:

$$\alpha_m = c \cdot \left( \frac{(\rho_k - \rho_p) \cdot \rho_k \cdot g \cdot r \cdot \lambda_k^3}{\mu_k \cdot (\vartheta' - \vartheta_s) \cdot d_v} \right)^{0,25} \quad (32)$$

pri čemu konstanta  $c$  iznosi 0,815 za sferu, odnosno 0,729 za cijev.



Za vertikalni niz od  $N$  horizontalnih cijevi prosječna se vrijednost koeficijenta konvektivnog prijelaza topline (preko  $N$  cijevi) može odrediti kao:

$$\alpha_{m,N} = 0,729 \cdot \left( \frac{(\rho_k - \rho_p) \cdot \rho_k \cdot g \cdot r \cdot \lambda_k^3}{N \cdot \mu_k \cdot (\vartheta' - \vartheta_s) \cdot d_v} \right)^{0,25} \quad (33)$$

što znači da je  $\alpha_{m,N} = \alpha_m \cdot N^{1/4}$  pri čemu je  $\alpha_m$  koeficijent prijelaza topline za prvu (gornju) cijev.

Pri kondenzaciji pare unutar horizontalne cijevi stanja su unutar cijevi vrlo složena, te bitno ovise o brzinama strujanja pare kroz cijev. Kondenzat struji s gornjeg dijela cijevi prema dolje do dna cijevi, te otuda nastavlja strujati uzduž cijevi, zajedno s parom. Model za ovakav tip kondenzacije za male brzine strujanja na ulazu u cijev ( $Re < 35000$ ) formirao je Chato te predlaže:

$$\alpha_m = 0,555 \cdot \left( \frac{g \cdot \rho_k \cdot (\rho_k - \rho_p) \cdot \lambda_k^3 \cdot \Delta h}{\mu_k \cdot (\vartheta' - \vartheta_s) \cdot d_u} \right)^{0,25} \quad (34)$$

Filmska je kondenzacija karakteristična za čiste, nezamašćene površine. Vrijednost koeficijenta prijelaza topline pri filmskoj kondenzaciji se kreće od 7000 do 10000 W/(m<sup>2</sup>K).

### 2.2.2. *Kapljičasta kondenzacija*

Kod kondenzacije pare na izrazito glatkoj, veoma zamašćenoj, površini stijenke zbog velike površinske napetosti između kapljevine i stijenke se ne stvara kontinuirani kapljeviti film nego para kondenzira u obliku sitnih kapljica koje mogu biti veličine od nekoliko mikrona do nakupina vidljivih golim okom. Nastale kapljice rastu i stapaju se te otječu pod utjecajem svoje težine ili bivaju otpuhnete strujom pare. Otjecanjem niz stijenku kapljice ostavljaju na samoj površini tragove koji iniciraju nastajanje novih sitnih kapljica. Upravo radi toga što kondenzat biva uklonjen s površine na kojoj se odvija kondenzacija, ovaj se način odlikuje intenzivnijim prijenosom topline od filmske kondenzacije. Eksperimentalno je dokazano da je u slučaju kapljičaste kondenzacije koeficijent prijelaza topline desetak puta veći nego kod filmske. Iz tog se razloga uobičajeno koriste premazi koji sprječavaju kvašenje, te tako potiču kapljičastu kondenzaciju. Međutim, ovakvi premazi postupno gube svoju efikasnost, zbog oksidacije, prljanja ili samog uklanjanja, tada ne možemo više sa sigurnošću reći o kojem se modelu kondenzacije radi. Iako je kapljičasta kondenzacija poželjna u primjeni, često je teško osigurati uvjete za njeno održavanje. Iz tih razloga, te zato što su koeficijenti konvektivnog prijelaza topline za filmsku kondenzaciju manji nego za kapljičastu, kondenzatori se proračunavaju uvijek za pretpostavku filmske kondenzacije, tako je naš proračun uvijek na strani sigurnosti.



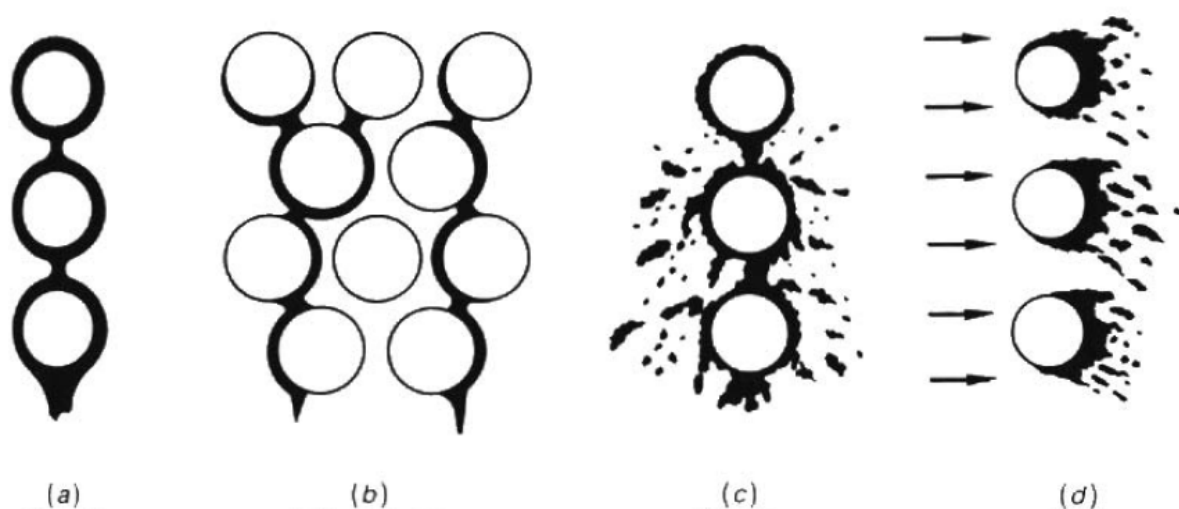
**Slika 5** Istovremena kapljičasta i filmska kondenzacija na djelomično premazanoj površini [6]

### **2.2.3. Utjecaj nekondenzirajućih plinova na kondenzaciju**

Kada para koja kondenzira nije jedina prisutna komponenta nego imamo prisutne i nekondenzirajuće plinove (primjerice zrak), tlak u mješavini plin-para odgovara parcijalnom tlaku pare u toj mješavini. Uz to, para se prilikom gibanja uz površinu mora probijati kroz nekondenzirajući plin što uzrokuje smanjenje parcijalnog tlaka pare prema međupovršini. Posljedica toga je da će temperatura zasićenja na međupovršini biti niža nego ona u glavnini mješavine. Difuzijski proces i niže temperature zasićenja smanjuju učinak kondenzacije, time i koeficijent prijelaza topline. Proračunski je pokazano da prisustvo od 1% masenog udjela zraka u pari može smanjiti koeficijent prijelaza topline za više od 50%. Stoga je kod projektiranja kondenzatora važno predvidjeti način odstranjivanja nekondenzirajućih plinova.

#### 2.2.4. Stvarne pojave pri kondenzaciji oko snopa cijevi

Prilikom kondenzacije na snopu cijevi uvjeti kondenzacije su različiti od onih kakvi bi bili na površini pojedinačne cijevi. Prisutnost susjednih cijevi sputava tok kondenzata te se film ne slijeva niz cijevi kao što bi to činio u idealiziranom Nusseltovom modelu. Pretpostavlja se da kondenzat s cijevi postavljenih više unutar kondenzatora uslijed gravitacije otječe preko niže postavljениh cijevi u kontinuiranom laminarnom filmu. U stvarnosti otjecanje s površine cijevi uvelike je određeno njihovim rasporedom unutar bubnja, može se dogoditi da kondenzat ne prelazi okomito s jedne na drugu cijev već može teći i dijagonalno ovisno o konfiguraciji i razmaku između cijevi. Također poznato je da kondenzat zbog svojih kohezijskih i adhezijskih sila ne otječe ravnomjerno cijelom duljinom cijevi već dolazi od mjestimičnog kapanja. Na mjestima kapanja s više na nižu cijev postoji mogućnost prskanja što uzrokuje turbulencije u filmu kondenzata. Sama brzina nastrujavanja pare na cijevni snop ima veliki utjecaj na mehanizam slijevanja jer može prouzročiti nošenje kapljica kondenzata neovisno o smjeru gravitacije.



**Slika 6** a) Nusseltov idealizirani model otjecanja kondenzata b) Utjecaj konfiguracije cijevi na otjecanje kondenzata c) Prskanje uslijed kapanja kondenzata d) Nošenje kondenzata strujom pare [7]

### 3. TERMODINAMIČKI PRORAČUN

#### 3.1. Proračun izmjenjivača promjenom brzine strujanja vode u cijevima

##### 3.1.1. Postupak provođenja proračuna

U zadatku su zadane sljedeće vrijednosti:

**Tablica 2 Zadane vrijednosti**

Veličina	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Toplinski tok	$\Phi$	6200	kW
Ulazna temperatura vode	$\vartheta_1'$	60	°C
Izlazna temperatura vode	$\vartheta_1''$	80	°C
Tlak pare	$p$	5	bar
Temperatura pregrijane pare	$\vartheta_p$	200	°C
Nazivni promjer cijevi	DN	32	mm

Za bešavnu čeličnu cijev DN 32 izabrana je prema DIN 2448/81 (IPIM priručnik) cijev sljedećih karakteristika:

**Tablica 3 Mjere za bešavnu cijev [8]**

Veličina	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Unutarnji promjer	$d_u$	32,8	mm
Vanjski promjer	$d_v$	38	mm
Debljina stijenke	$s$	2,6	mm

Iz čega slijedi da je površina poprečnog presjeka cijevi:

$$A = \frac{d_u^2 \pi}{4} = \frac{0,0328^2 \pi}{4} = 8,45 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (35)$$

Potom su iz VDI Heat Atlasa očitana veličine stanja pare:

Temperatura zasićenja za 5 bar je 151,84 °C

**Tablica 4 Veličine stanja suhozasićene pare (5 bar) [4]**

Specifična entalpija	$h''$	2748,11	kJ/kg
Specifična entropija	$s''$	6,8206	kJ/(kg·K)
Specifični volumen	$v''$	0,3748	m <sup>3</sup> /kg

**Tablica 5 veličine stanja vrele kapljevine (5 bar) [6]**

Specifična entalpija	$h'$	640,19	kJ/kg
Specifična entropija	$s'$	1,8606	kJ/(kg·K)
Specifični volumen	$v'$	0,0010925	m <sup>3</sup> /kg

**Tablica 6 veličine stanja pregrijane pare (5 bar i 200 °C) [6]**

Specifična entalpija	$h_{pp}$	2855,9	kJ/kg
Specifična entropija	$s_{pp}$	7,0611	kJ/(kg·K)
Specifični volumen	$v_{pp}$	0,425	m <sup>3</sup> /kg

Nakon toga je uz pretpostavku o potpunoj kondenzaciji izračunat potrební maseni protok pare:

$$\Delta h = (h_{pp} - h') \quad (36)$$

$$\Delta h = (2855,9 - 640,19) = 2215,71 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (37)$$

$$q_{mp} = \frac{\Phi}{\Delta h} = \frac{6200}{2215,71} = 2,7982 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (38)$$

Fizikalna svojstva vode uzeta su iz toplinskih tablica za srednju temperaturu vode između ulaza i izlaza:

**Tablica 7      Fizikalna svojstva vode (70 °C) [4]**

Gustoća	$\rho_w$	977,71	kg/m <sup>3</sup>
Dinamička viskoznost	$\mu_w$	403,88 · 10 <sup>-6</sup>	Pa · s
Kinematička viskoznost	$\nu_w$	4,131 · 10 <sup>-7</sup>	m <sup>2</sup> /s
Specifični toplinski kapacitet	$c_w$	4188	J/(kg · K)
Toplinska provodnost	$\lambda_w$	0,66311	W/(m · K)

Zatim je izračunat potreban maseni protok vode za ostvareni toplinski tok:

$$q_{mw} = \frac{\Phi}{c_w \cdot \Delta\vartheta} = \frac{6200000}{4188 \cdot 20} = 74,02 \quad \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (39)$$

Do sad su isti izračunati podaci za sve brzine strujanja vode unutar cijevi, no daljnji se proračun mijenja te će biti prikazane općenite formule koje su korištene.

Pomoću zadane brzine strujanja vode unutar cijevi i površine poprečnog presjeka moguće je izračunati maseni protok kroz pojedinu cijev prema formuli:

$$q_{mc} = A \cdot w \cdot \rho \quad (40)$$

Pa je potreban broj cijevi kako bi se ostvario traženi maseni protok vode:

$$N = \frac{q_{mw}}{q_{mc}} \quad (41)$$

Dobiveni broj moramo prilagoditi standardnom rasporedu (odabran je trokutasti raspored) i simetričnosti cijevne stijenke. (Proračun prema VDI Heat Atlas)

Nakon odabira stvarnog broja cijevi  $N$  računamo stvarnu brzinu strujanja vode unutar cijevi:

$$w = \frac{q_{mw}}{A \cdot \rho \cdot N} \quad (42)$$

Kako koeficijenti prijelaza topline ovise o temperaturama na unutrašnjoj i vanjskoj površini cijevi potrebno je provesti iterativni postupak počevši od pretpostavljenih temperatura te provoditi provjeru izjednačavanjem toplinskog toka konvekcijom s unutarnje strane cijevi, provođenjem kroz stijenku cijevi i kondenzacijom na vanjskoj stijenci cijevi sve, dok se temperature dovoljno ne približe zadnjoj pretpostavljenoj.

Za izračun unutarnjeg koeficijenta prijelaza topline prvo je potrebno odrediti režim strujanja u cijevi pomoću Reynoldsovog broja:

$$Re = \frac{w \cdot d_u \cdot \rho}{\mu} \quad (43)$$

U svim slučajevima strujanje je turbulentno i izobraženo te se koeficijent prijelaza topline računa prema modelu za strujanje unutar cijevi:

$$Nu = \frac{0,0398 \cdot Pr \cdot Re^{0,75}}{1 + 1,74 \cdot Re^{-0,125} \cdot (Pr - 1)} \quad (44)$$

$$Pr = \frac{v}{a} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (45)$$

Nakon izračuna Nu-značajke, određuje se  $\alpha_u$  prema formuli:

$$\alpha_u = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_u} \quad (46)$$



Vanjski koeficijent prijelaza topline računamo prema modelu za kondenzaciju oko horizontalne ravne cijevi. Svojstva kondenzata su uzeta za srednju temperaturu između temperature zasićenja i temperature stijenke cijevi.

$$\alpha_v = \left( \frac{g \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot \Delta h}{4\mu \cdot (\vartheta' - \vartheta_s) \cdot d_v} \right)^{0,25} \quad (47)$$

Nakon toga izračunat je koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu stijenke cijevi:

$$k_v = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_u} \cdot \frac{R_v}{R_u} + \frac{R_v}{\lambda_s} \ln\left(\frac{R_v}{R_u}\right) + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (48)$$

Brojčane vrijednosti  $\pi$ -značajki za naš izmjenjivač su:

$$\pi_1 = \frac{\vartheta_1' - \vartheta_1''}{\vartheta_1' - \vartheta'} = \frac{60 - 80}{6 - 151,84} = 0,218 \quad (49)$$

$$\pi_2 = -\ln(1 - \pi_1) = 0,246 \quad (50)$$

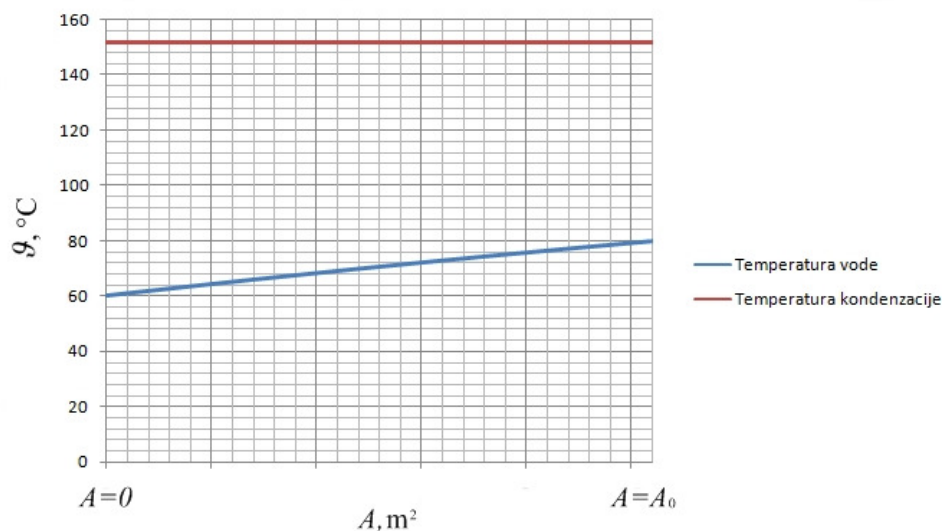
$$\pi_3 = 0 \quad (51)$$

U izraz (5) uvrštavamo koeficijent prolaza topline izračunat pomoću (48), te parametar  $\pi_2$  iz (50) pa izražavamo vanjsku površinu stijenke cijevi kao:

$$A_v = \frac{\pi_2 \cdot C_1}{k_v} \quad (52)$$

Te je naposljetku izračunata potrebna duljina izmjenjivača:

$$L = \frac{A_v}{d_v \cdot \pi \cdot N} \quad (53)$$



**Slika 7 Prikaz temperatura struja pri kondenzaciji**

Ovaj postupak je proveden pomoću tabličnog kalkulatora za brzine strujanja vode unutar cijevi od 0,2 m/s do 2 m/s s korakom od 0,2 m/s.

Rezultate možemo vidjeti u tablici na sljedećoj stranici.

$w$	$A$	$q_{mc}$	$q_{mw}$	$N$	$N_{stv}$	$D$	$w_{stv}$	$Re$	$Pr$	$Nu$	$\alpha_u$	$\alpha_v$	$k_v$	$A_v$	$L$	$\vartheta_s$	$\Phi$
0,2	0,000845	0,1652	74,02	448,01	450	1090	0,19911	15810,05	2,5508	79,265	1602,5	12914,56	1160,12	65,629	1,222	144,5	6221186
0,4	0,000845	0,3304	74,02	224,00	223	785	0,4018	31903,69	2,5508	139,43	2818,9	11207,79	1779,98	42,775	1,607	138,9	6203574
0,6	0,000845	0,4957	74,02	149,34	151	650	0,59339	47116,05	2,5508	190,64	3854,2	10470,2	2184,89	34,847	1,933	134,85	6198975
0,8	0,000845	0,6609	74,02	112,00	110	570	0,81456	64677,49	2,5508	245,71	4967,5	9960,963	2530,35	30,09	2,291	131,1	6216286
1	0,000845	0,8261	74,02	89,60	88	510	1,0182	80846,86	2,5508	293,73	5938,3	9665,982	2776,72	27,42	2,61	128,45	6199342
1,2	0,000845	0,9913	74,02	74,67	76	480	1,17896	93612,15	2,5508	330,25	6676,6	9483,774	2936,41	25,929	2,858	126,6	6206628
1,4	0,000845	1,1565	74,02	64,00	64	440	1,40002	111164,4	2,5508	378,84	7658,8	9296,167	3120,86	24,397	3,193	124,5	6200555
1,6	0,000845	1,3218	74,02	56,00	55	390	1,62911	129355	2,5508	427,54	8643,5	9141,326	3278,54	23,223	3,537	122,6	6207378
1,8	0,000845	1,4870	74,02	49,78	48	380	1,86669	148219,2	2,5508	476,58	9634,9	9020,382	3416,58	22,285	3,889	121	6199393
2	0,000845	1,6522	74,02	44,80	42	370	2,13336	169393,4	2,5508	530,1	10717	8910,474	3547,14	21,465	4,281	119,45	6194907

$w$	m/s	- zadana brzina strujanja vode unutar cijevi
$A$	m <sup>2</sup>	- površina poprečnog presjeka cijevi
$q_{mc}$	kg/m <sup>3</sup>	- maseni protok vode kroz jednu cijev
$q_{mw}$	kg/m <sup>3</sup>	- maseni protok vode kroz izmjenjivač
$N$		- broj cijevi
$N_{stv}$		- stvaran broj cijevi
$D$	m	- promjer opisane kružnice snopa cijevi
$w_{stv}$	m/s	- stvarna brzina strujanja vode unutar cijevi
$Re$		- Reynoldsov broj
$Pr$		- Prandtlov broj
$Nu$		- Nusseltov broj
$\alpha_u$	W/m <sup>2</sup> K	- koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj stijenci
$\alpha_v$	W/m <sup>2</sup> K	- koeficijent prijelaza topline na vanjskoj stijenci
$k_v$	W/m <sup>2</sup> K	- koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu
$A_v$	m <sup>2</sup>	- površina vanjske stijenske izmjenjivača
$L$	m	- duljina izmjenjivača
$\vartheta_s$	°C	- temperatura vanjske stijenske cijevi
$\Phi$	W	- izmijenjeni toplinski tok

### 3.1.2. Grafički prikaz i usporedba rezultata

Također bilo je potrebno prikazati promjenu temperature vode, temperature vanjske površine stijenke cijevi i ostvareni toplinski tok u ovisnosti o lokalnoj duljini kondenzatora  $0 < l < L$ .

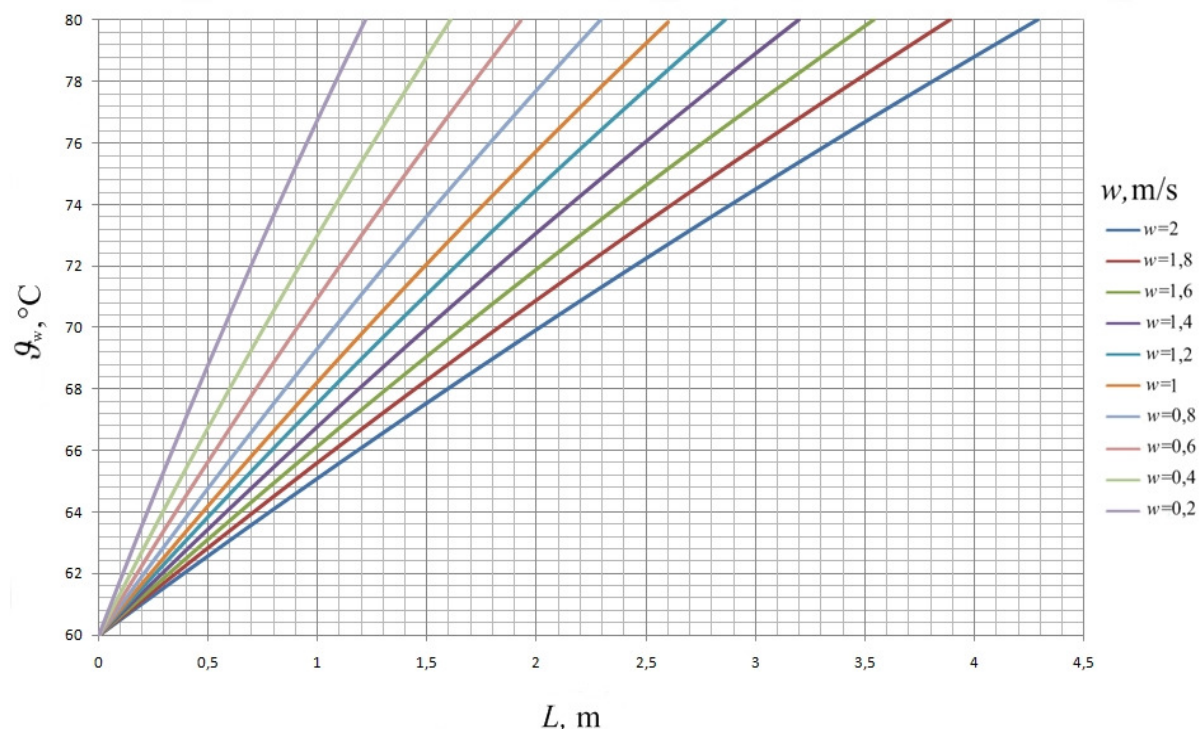
#### *Temperatura vode u zavisnosti o duljini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi*

Promjenu temperature slabije struje kao funkciju duljine  $l$ ,  $\vartheta_1(l)$ , za slučaj kada je temperatura jače struje konstantna, a upravo je to slučaj kod kondenzacije, dobiva se ako se u jednadžbu (10) u značajku  $\pi_2$ , kod izražavanja površine, umjesto ukupne duljine  $L$ , uvrsti varijabilna duljina  $l$ . Izjednačavanjem (4) i (10) uzevši u obzir prije navedene pretpostavke dobivamo:

$$\frac{\vartheta_1' - \vartheta_1(l)}{\vartheta_1' - \vartheta'} = 1 - e^{-\frac{k \cdot N \cdot \pi \cdot d}{c_1} l} \quad (54)$$

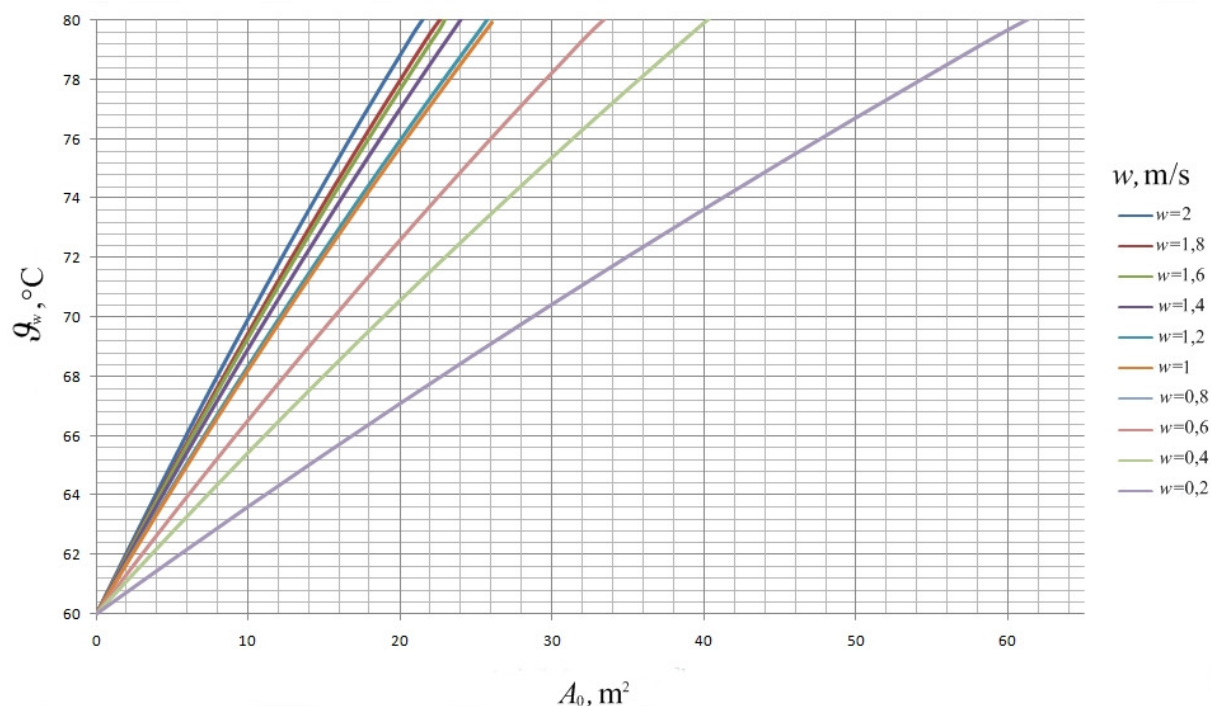
Sređivanjem gornjeg izraza dobivamo:

$$\vartheta_1(l) = \vartheta_1' - (\vartheta_1' - \vartheta') \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot N \cdot \pi \cdot d}{c_1} l}\right) \quad (55)$$



**Slika 8** Zavisnost temperature vode o duljini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi

U grafu je prikazano kako se povećanjem brzine strujanja vode unutar cijevi ista temperaturna razlika (zagrijavanje vode od 60°C do 80°C) postiže na većoj duljini. To se dešava zato što je broj cijevi u plaštu konstrukcijska varijabla. Za bolje shvaćanje termodinamičkog procesa prigodniji bi bio prikaz promjene temperature u ovisnosti o izmjenjivačkoj površini.



**Slika 9** Zavisnost temperature vode o površini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi

Vidimo da pri većim brzinama strujanja vode ista razlika temperatura se postiže s manjom površinom izmjenjivača topline. Do toga dolazi zato što se povećanjem brzine strujanja vode povećava unutarnji koeficijent prijelaza topline pa se toplinski tok izmijeni pomoću manje površine. Kada bi unutar izmjenjivača postojala samo jedna cijev onda bi se povećanjem brzine duljina izmjenjivača smanjivala proporcionalno s površinom izmijenjene topline. No u stvarnosti zbog smanjenja broja cijevi pri povećanju brzine, iz konstrukcijskih razloga, duljina izmjenjivača raste.

**Ostvareni toplinski tok u zavisnosti o duljini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi**

Općeniti izraz za ukupno izmijenjeni toplinski tok u cijelom izmjenjivaču glasi:

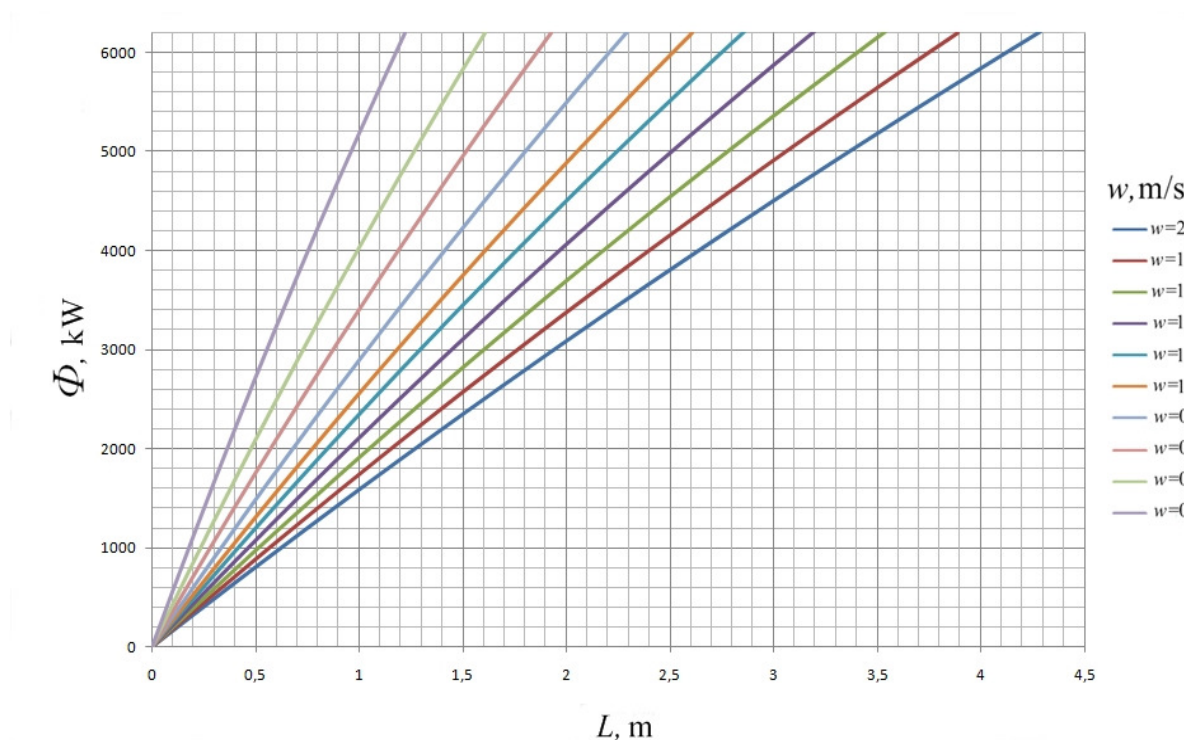
$$\Phi = C_1 \cdot (\vartheta_1'' - \vartheta_1') = C_2 \cdot (\vartheta_2' - \vartheta_2'') \quad (56)$$

Iz prvog dijela jednadžbe možemo izraziti izmijenjeni toplinski tok na udaljenosti  $l$  od ulaza slabije struje zamjenom  $\vartheta_1'(l)$  na mjesto  $\vartheta_1''$  kao što smo to učinili u prethodnom izvodu:

$$\Phi(l) = C_1 \cdot (\vartheta_1(l) - \vartheta_1') \quad (57)$$

Te uvrštavanjem jednadžbe (55) i toplinskog kapaciteta slabije struje, vode, prema (2) dobivamo:

$$\Phi(l) = q_{mw} \cdot c_w \cdot (\vartheta' - \vartheta_1') \cdot \left(1 - e^{-\frac{kN\pi d}{C_1} l}\right) \quad (58)$$



**Slika 10** Zavisnost predanog toplinskog toka o duljini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi

Iz dijagrama možemo lijepo vidjeti isto što se može zaključiti iz proračuna, a to je da se povećanjem brzine strujanja vode smanjuje potrebna izmjenjivačka površina. Promjena brzine strujanja unutar cijevi izravno utječe na koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj strani stijenke i neizravno se odražava na promjenu temperature kondenzacijske površine što utječe na intenzitet kondenzacije i odražava se u koeficijentu prolaza topline. Dakle što je brzina strujanja vode veća zadani toplinski tok se ostvari pomoću uređaja manje površine izmjene topline.



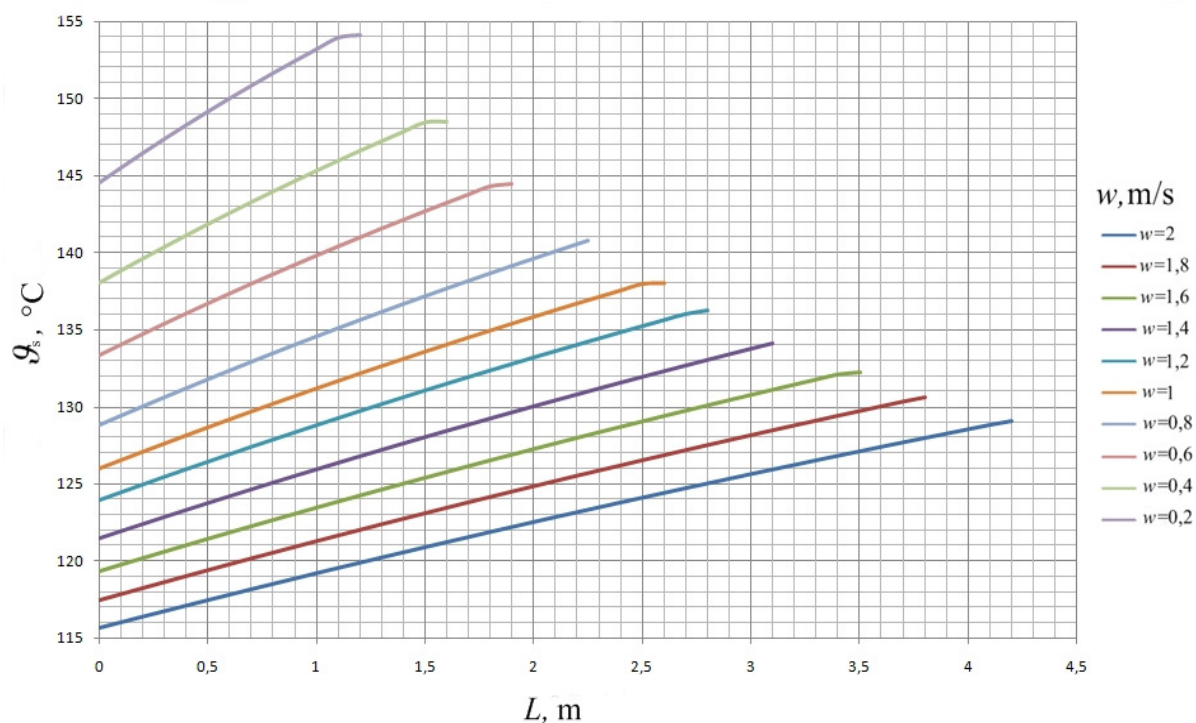
**Promjena temperature vanjske stijenke cijevi u zavisnosti o duljini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi**

Izraz za toplinski tok na diferencijalnoj površini  $dA_v$  glasi:

$$\delta\Phi = \alpha_v \cdot (\vartheta' - \vartheta_s) \cdot dA_v = \frac{(\vartheta_s - \vartheta_1)}{\frac{1}{\alpha_u} \cdot \frac{R_v}{R_u} + \frac{R_v}{\lambda_s} \ln\left(\frac{R_v}{R_u}\right)} dA_v \quad (59)$$

Uvrštavanjem izraza (55) i sređivanjem dobivamo:

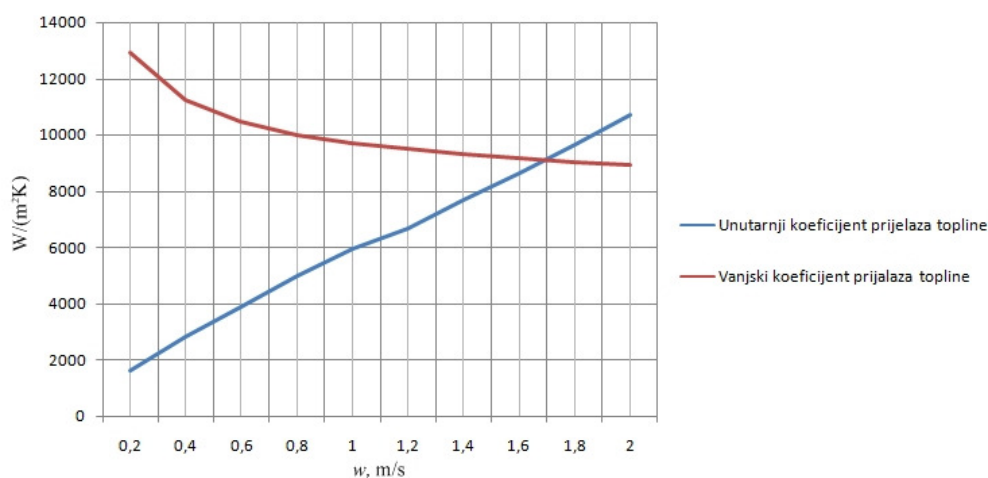
$$\vartheta_s(l) = \frac{\alpha_v \cdot \vartheta' + \frac{\vartheta_1(l)}{\frac{1}{\alpha_u} \cdot \frac{R_v}{R_u} + \frac{R_v}{\lambda_s} \ln\left(\frac{R_v}{R_u}\right)}}{\alpha_v + \frac{1}{\frac{1}{\alpha_u} \cdot \frac{R_v}{R_u} + \frac{R_v}{\lambda_s} \ln\left(\frac{R_v}{R_u}\right)}} \quad (60)$$



**Slika 11 Zavisnost temperature vanjske stijenke o duljini izmjenjivača i brzini strujanja vode u cijevi**



Iz grafa možemo zaključiti da se kod različitih brzina strujanja vode u cijevima ne postižu iste vrijednosti temperature vanjske stijenke. Iz uvjeta kondenzacije poznato nam je da ta temperatura mora biti manja od temperature zasićenja za zadani tlak pare, no ne znamo njenu točnu vrijednost dok ne provedemo proračun. Ovdje vidimo kako se promjena brzine vode unutar cijevi odražava na koeficijente prijelaza topline i unutar i izvan cijevi, kod većih brzina unutarnji koeficijent prijelaza topline raste no vanjski koeficijent prijelaza se smanjuje. Pri većim brzinama vode prijenos topline je intenzivniji te je temperatura stijenke niža.



**Slika 12 Promjena koeficijenata prijelaza topline s promjenom brzine strujanja vode unutar cijevi**

Kako povećanjem brzine strujanja vode u cijevi vrijednost unutarnjeg koeficijenta prijelaza topline raste, a vrijednost vanjskog koeficijenta prijelaza topline pada može doći do toga da njihove vrijednosti budu iste. U našem slučaju do toga dolazi pri brzini strujanja vode u cijevi od 1,68 m/s.

### 3.2. Proračun izmjenjivača s odabranom brzinom strujanja vode $w=0,8$ m/s

#### 3.2.1. Proračun duljine izmjenjivača

Nakon provedene analize odabrana je brzina strujanja vode  $w=0,8$  m/s, kako bi se zadovoljile konstrukcijske preporuke proporcije zadanog kondenzatora.

Dio proračuna iz prethodnog poglavlja koji je isti za sve izmjenjivače neće se ponavljati pa se nadovezujemo na izračun masenog protoka kroz pojedinu cijev:

$$q_{mc} = A \cdot w \cdot \rho = 8,45 \cdot 10^{-4} \cdot 0,8 \cdot 977,71 = 0,6609 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (61)$$

Potreban se broj cijevi dobiva iz traženog masenog protoka vode u kondenzatoru:

$$N = \frac{q_{mw}}{q_{mc}} = \frac{74,02}{0,6609} = 111,99 \quad (62)$$

Dobiveni broj moramo prilagoditi standardu, odabran je trokutasti raspored cijevi u cijevnoj stijenci te je zbog simetričnosti uzet broj cijevi  $N_{\text{stv}}=110$ . (Proračun prema VDI Heat Atlas)

Nakon odabira stvarnog broja cijevi  $N_{\text{stv}}$  računamo stvarnu brzinu strujanja vode unutar cijevi:

$$w = \frac{q_{mw}}{A \cdot \rho \cdot N} = \frac{74,02}{8,45 \cdot 10^{-4} \cdot 977,71 \cdot 110} = 0,8145 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (63)$$

Kao što je prije navedeno za provođenje proračuna bio je potreban iteracijski postupak rješavanja te su ovdje dani samo rezultati zadnje iteracije.

**Koeficijent prijelaza topline unutar cijevi na strani vode**

Za izračun unutarnjeg koeficijenta prijelaza topline prvo je potrebno odrediti režim strujanja u cijevi pomoću Reynoldsovog broja:

$$Re = \frac{w \cdot d_u \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,8145 \cdot 0,0328 \cdot 977,71}{403,88 \cdot 10^{-6}} = 64673 \quad (64)$$

Strujanje je turbulentno i izobraženo te se koeficijent prijelaza topline računa prema modelu za strujanje unutar cijevi, jednadžba (44):

$$Nu = \frac{0,0398 \cdot 2,5508 \cdot 64673^{0,75}}{1 + 1,74 \cdot 64673^{-0,125} \cdot (2,5508 - 1)} = 246,7 \quad (65)$$

Pri čemu je izraz (45) jednak:

$$Pr = \frac{v}{a} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} = \frac{403,88 \cdot 10^{-6} \cdot 4188}{0,66311} = 2,5508 \quad (66)$$

Te iz izraza (46) dobivamo vrijednost unutarnjeg koeficijenta prijelaza topline:

$$\alpha_u = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_u} = \frac{246,7 \cdot 0,66311}{0,0328} = 4987,47 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (67)$$

**Koeficijent prijelaza topline s vanjske strane cijevi na strani pare**

Vanjski koeficijent prijelaza topline računamo prema modelu za kondenzaciju oko horizontalne ravne cijevi, svojstva kondenzata su uzeta za srednju temperaturu između temperature zasićenja i temperature stijenke cijevi.

Rješenja dobivena zadnjom iteracijom:

$$\vartheta_s = 131,1^\circ\text{C}$$

Fizikalna svojstva kondenzata (kapljevite vode) su uzeta za srednju temperaturu  $141,5^\circ\text{C}$  na tlaku 5 bar.

**Tablica 8 Fizikalna svojstva kondenzata za srednju temperaturu [6]**

Gustoća	$\rho_k$	921,48	$\text{kg/m}^3$
Dinamička viskoznost	$\mu_k$	$189,22 \cdot 10^{-6}$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
Toplinska provodnost	$\lambda_k$	0,6827	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

U jednadžbu (47) uvrštavamo vrijednosti iz Tablice 8:

$$\alpha_v = \left( \frac{9,81 \cdot 921,48^2 \cdot 0,6827^3 \cdot 2215710}{4 \cdot 189,22 \cdot 10^{-6} \cdot (151,84 - 131,1) \cdot 0,038} \right)^{0,25} \quad (68)$$

Te dobivamo konačnu vrijednost vanjskog koeficijenta prijelaza topline:

$$\alpha_v = 9960,1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (69)$$

**Koeficijent prolaza topline kroz cijevnu stijenku**

Nakon toga izračunat je koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu cijevi prema jednadžbi (48):

$$k_v = \frac{1}{\frac{0,019}{4987 \cdot 0,0164} + \frac{0,019}{45,4} \ln \left( \frac{0,019}{0,0164} \right) + \frac{1}{9960,1}} \quad (70)$$

$$k_v = 2536 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (71)$$

Karakteristični bezdimenzijski  $\pi$  parametri za naš izmjenjivač navedeni su prethodno u jednadžbama (49), (50) i (51).

Iz tih dobivenih značajki i izraza (71) slijedi vanjska površina izmjene topline, iz (53), te pomoću nje i jednadžbe (54) tražena duljina izmjenjivača:

$$A_v = \frac{\pi_2 \cdot C_1}{k_v} = \frac{0,24561 \cdot 4188 \cdot 74,02}{2536} = 30,02 \text{ m}^2 \quad (72)$$

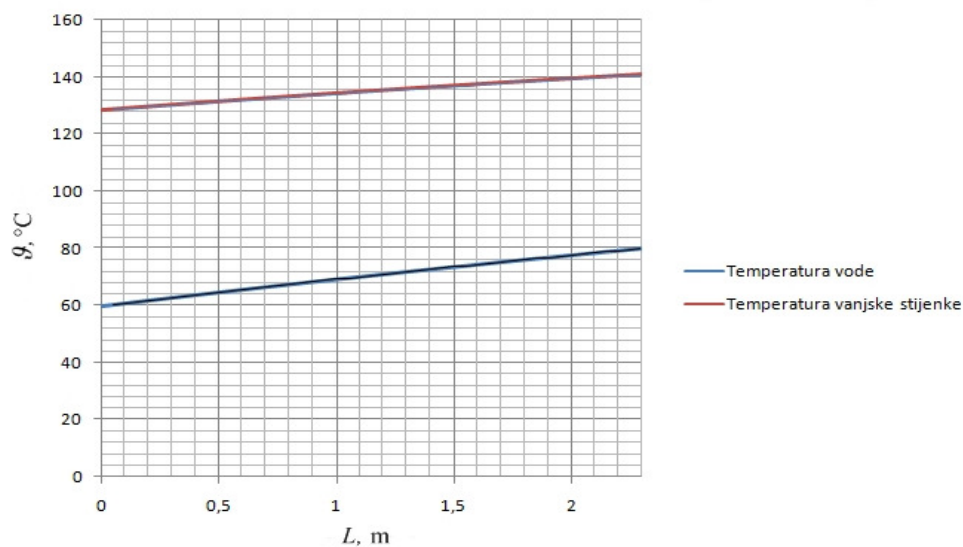
$$L = \frac{A_v}{d_v \cdot \pi \cdot N} = \frac{30,02}{0,038 \cdot \pi \cdot 110} = 2,28 \text{ m} \quad (73)$$

### 3.2.2. Tablični i grafički prikaz rezultata

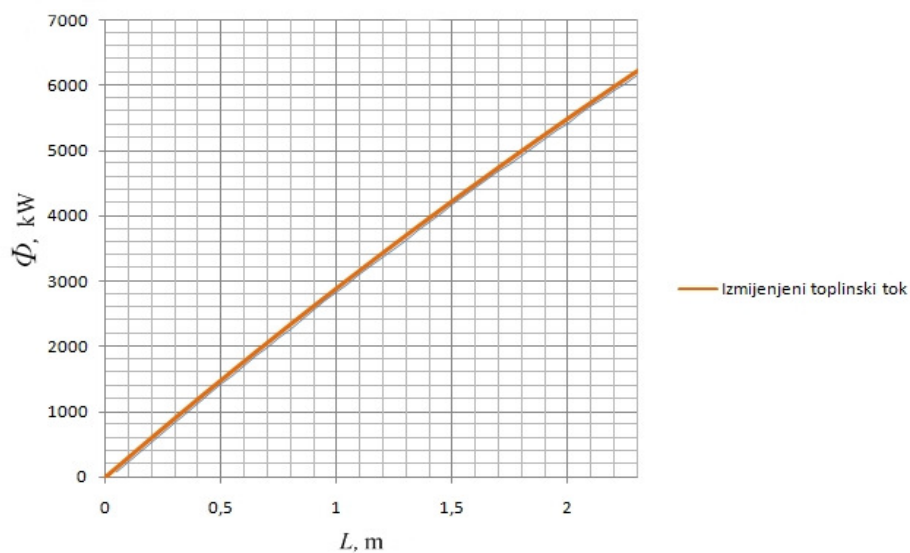
U sljedećoj tablici je prikazana promjena temperature vode, temperature vanjske stijenke cijevi te ostvareni toplinski tok u ovisnosti o duljini izmjenjivača od  $l=0$  do  $l=L(2,3 \text{ m})$  s korakom od 0,05 m.

$L \text{ [m]}$	$\vartheta_w \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\Phi \text{ [kW]}$	$\vartheta_s \text{ [}^\circ\text{C]}$
0	60,00	0,00	128,50
0,05	60,49	152,17	128,82
0,1	60,98	303,53	129,12
0,15	61,46	454,08	129,43
0,2	61,95	603,82	129,73
0,25	62,43	752,77	130,03
0,3	62,91	900,91	130,33
0,35	63,38	1048,27	130,62
0,4	63,85	1194,84	130,92
0,45	64,32	1340,62	131,21
0,5	64,79	1485,63	131,50
0,55	65,26	1629,86	131,79
0,6	65,72	1773,32	132,07
0,65	66,18	1916,01	132,36
0,7	66,64	2057,94	132,64
0,75	67,09	2199,11	132,92
0,8	67,55	2339,53	133,20
0,85	68,00	2479,20	133,48
0,9	68,45	2618,12	133,76
0,95	68,89	2756,30	134,03
1	69,33	2893,74	134,30
1,05	69,78	3030,44	134,57
1,1	70,21	3166,41	134,84
1,15	70,65	3301,66	135,11
1,2	71,08	3436,18	135,37
1,25	71,52	3569,99	135,64
1,3	71,95	3703,08	135,90
1,35	72,37	3835,46	136,16
1,4	72,80	3967,13	136,41
1,45	73,22	4098,10	136,67
1,5	73,64	4228,36	136,93
1,55	74,06	4357,93	137,18
1,6	74,47	4486,81	137,43
1,65	74,89	4615,00	137,68
1,7	75,30	4742,51	137,93
1,75	75,71	4869,33	138,18
1,8	76,11	4995,47	138,42
1,85	76,52	5120,94	138,66
1,9	76,92	5245,74	138,91
1,95	77,32	5369,88	139,15
2	77,72	5493,35	139,39
2,05	78,12	5616,16	139,62
2,1	78,51	5738,31	139,86
2,15	78,90	5859,81	140,09
2,2	79,29	5980,66	140,32
2,25	79,68	6100,87	140,56
2,3	80,07	6220,43	140,78

Također prikazani su i grafovi za pojedine varijable:



**Slika 13** Promjena temperature vode i temperature vanjske stijenke cijevi po duljini izmjenjivača



**Slika 14** Izmijenjeni toplinski tok po duljini izmjenjivača za brzinu strujanja vode u cijevi  $w=0,8$  m/s

Iz grafova koji prikazuje promjenu temperature vode i vanjske stijenke cijevi možemo vidjeti da promjena temperature na vanjskoj stijenci nije zanemariva, s obzirom na promjenu temperature vode od 20 °C, te iznosi oko 12 °C. Promjene temperatura vode i vanjske stijenke te izmijenjeni toplinski tok po duljini izmjenjivača prate gotovo linearnu karakteristiku, pa bi se mogli aproksimirati pravcem.

### 3.2.3. Stupanj iskoristivosti topline

Stupanj iskoristivosti topline je omjer stvarnog i maksimalno postizivog toplinskog toka koji se, kako je objašnjeno u ranijim poglavljima, za sve vrste rekuperatora izražava jednadžbom (18), pa u našem slučaju iznosi:

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} = \pi_1 = 0,218 \quad (74)$$

Iz (74) možemo zaključiti da zadani kondenzator ima vrlo nizak stupanj iskoristivosti topline, jer je preneseno samo 21,8% od sveukupno raspoloživog toplinskog toka  $\Phi_{\max}$ .



### 3.2.4. Srednja logaritamska temperaturna razlika $\Delta\vartheta_m$

Ostvarena srednja logaritamska temperaturna razlika se izvodi iz prethodno spomenutog izraza za toplinski tok na diferencijalnoj površini  $dA$ , te se može prikazati kao:

$$\Phi = k \int_{A=0}^A (\vartheta_1 - \vartheta_2) dA = -k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m \quad (75)$$

Iz jednadžbe (49) izrazimo:

$$\vartheta_1' - \vartheta_1'' = \pi_1 \cdot (\vartheta_1' - \vartheta') \quad (76)$$

Pa uvrštavanjem u jednadžbu (13), nakon izjednačavanja s izrazom (75) i sređivanja dobivamo izraz:

$$C_1 \cdot \pi_1 \cdot (\vartheta_1' - \vartheta') = -k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m \quad (77)$$

Koji uz male preinake poprima oblik:

$$\frac{\Delta\vartheta_m}{(\vartheta_1' - \vartheta')} = -\frac{\pi_1}{\frac{k_v \cdot A_v}{C_1}} = -\frac{\pi_1}{\pi_2} \quad (78)$$

Pa konačno izraz za srednju logaritamsku razliku temperatura glasi:

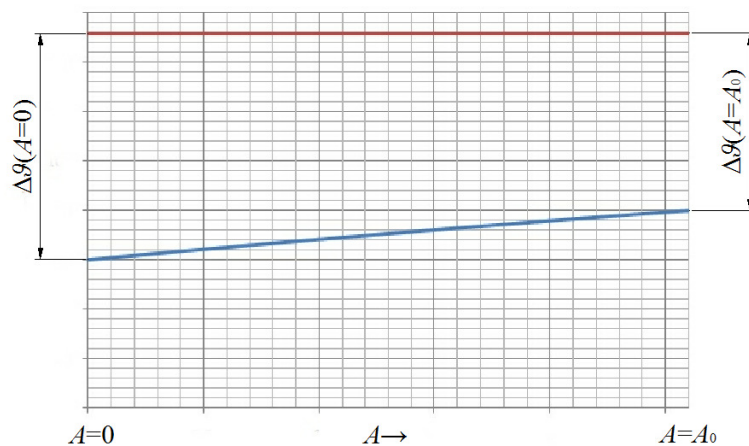
$$\Delta\vartheta_m = -\frac{\pi_1}{\pi_2} \cdot (\vartheta_1' - \vartheta') \quad (79)$$

Uvrštavanjem iz (49) i (50) dobivamo:

$$\Delta\vartheta_m = -\frac{0,218}{0,246} \cdot (60 - 151,84) = 81,43 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (80)$$

Srednju logaritamsku razliku temperatura možemo izraziti i pomoću razlika temperatura struja na ulazu i izlazu iz izmjenjivača:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_{(A=0)} - \Delta\vartheta_{(A=A_0)}}{\ln \frac{\Delta\vartheta_{(A=0)}}{\Delta\vartheta_{(A=A_0)}}} \quad (81)$$

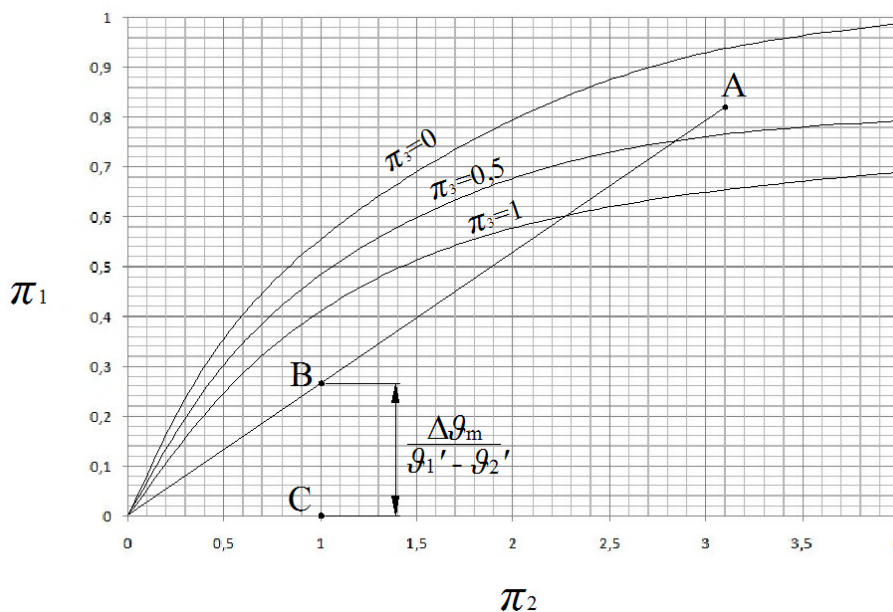


**Slika 15** Razlika temperatura struja na ulazu i izlazu izmjenjivača

Možemo izvesti provjeru za naš izmjenjivač:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(151,84 - 60) - (151,84 - 80)}{\ln \frac{(151,84 - 60)}{(151,84 - 80)}} = 81,43 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (82)$$

Za određivanje srednje logaritamske temperaturne razlike  $\Delta\vartheta_m$  također postoji i grafički način pomoću dijagrama  $\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3)$  za pojedine rekuperatore. Ovdje je on prikazan na općenitom primjeru.



**Slika 16 Grafičko određivanje srednje logaritamske temperaturne razlike**

U dijagramu se prvo nađe radna točka rekuperatora, točka **A**, te ju se spoji pravcem s ishodištem dijagrama. Gdje taj pravac presijeca vertikalnu  $\pi_2=1$  dobiva se točku **B**. Tada duljina koja spaja točku **B** i **C** predstavlja bezdimenzijsku logaritamsku temperaturnu razliku:

$$\frac{\Delta\vartheta_m}{(\vartheta_1' - \vartheta_2')} \quad (83)$$

Tu vrijednost možemo očitati na ordinatnoj osi, te množenjem s temperaturnom razlikom  $\vartheta_1' - \vartheta_2'$  dobivamo vrijednost srednje logaritamske temperaturne razlike.

## 4. ZAKLJUČAK

Za zadane ulazne podatke provedena je termodinamička analiza promjene temperatura vode i stijenke te promjena koeficijenta prijelaza topline, koeficijenta prolaza topline, duljine izmjenjivača i ostalih parametara u odnosu na promjenu ulazne brzine vode u cijevi izmjenjivača. Prikazano je kako povećanje brzine strujanja vode utječe na povećanje koeficijenta prijelaza topline na unutarnjoj strani cijevne stijenke, pa se stijenska intenzivnije hladi. Hlađenje stijenke sa sobom povlači i snižavanje njene temperature na vanjskoj strani što pak utječe na kondenzaciju pare, kondenzacija je intenzivnija pri većoj razlici temperatura stijenke i temperature zasićenja pare. Za veće brzine strujanja vode možemo zaključiti da će potrebna veličina izmjenjivača biti manja.

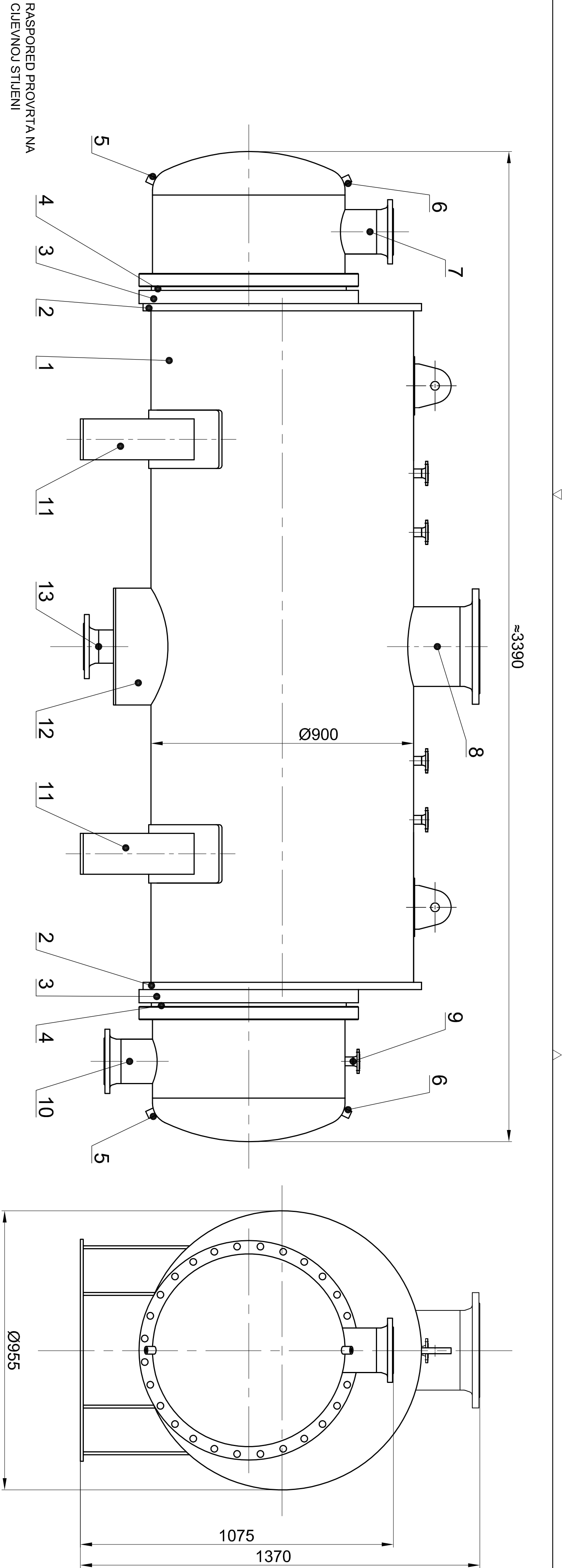
Detaljniji proračun proveden je samo za odabranu brzinu vode od 0,8 m/s koja je odabrana kako bi se zadovoljio uvjet kompaktnosti i skladne proporcije uređaja. Bolji uvid u radne parametre cjelokupnog postrojenja priključenog na izmjenjivač dobili bi iz hidrodinamičkog proračuna uređaja koji u opsegu ovoga rada nije proveden. Također za njegovu izradu bio bi potreban proračun čvrstoće te izrada prateće tehničke dokumentacije. U prilogu dan je primjer moguće izvedbe uređaja s označenim osnovnim dijelovima.

## LITERATURA

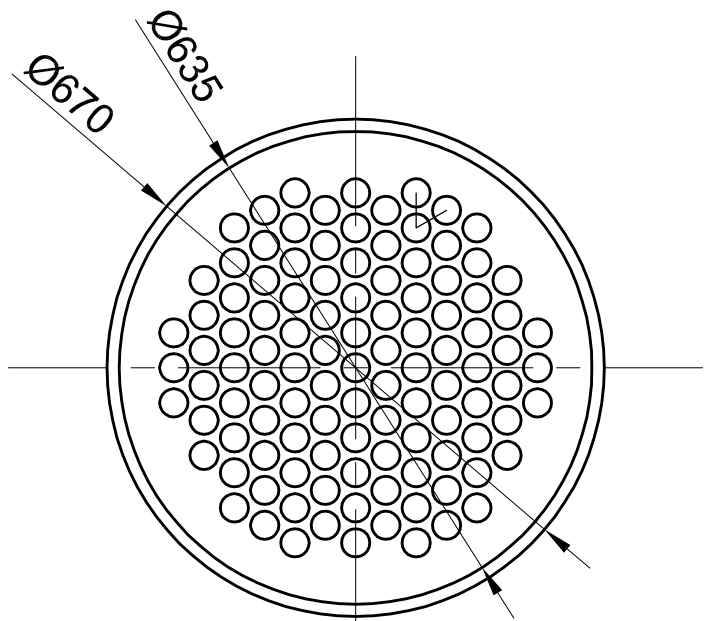
- [1] Termodinamika 2: A. Galović, FSB, Zagreb, 2003.
- [2] Termodinamika 1: A. Galović, FSB, Zagreb, 2002.
- [3] Predlošci za vježbe iz termodinamike 2; B. Halasz, Zagreb, 2012.
- [4] Toplinske tablice: B. Halasz, A. Galović, I. Boras, FSB, Zagreb
- [5] Web stranica Termolab (<https://www.fsb.unizg.hr/termolab/nastava/ega.php>)
- [6] VDI Heat Atlas: Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2010.
- [7] Boilers, evaporators and condensers, Chapter10: Sadik Kakac
- [8] IPIM Tehnički priručnik za procesnu industriju
- [9] Strojarski priručnik: B. Kraut, Tehnička knjiga, Zagreb, 1975.
- [10] Predavanja iz kolegija Gradnja aparata: Srećko Švaić
- [11] Predavanja iz kolegija Grijanje; Igor Balen

## **5. PRILOZI**

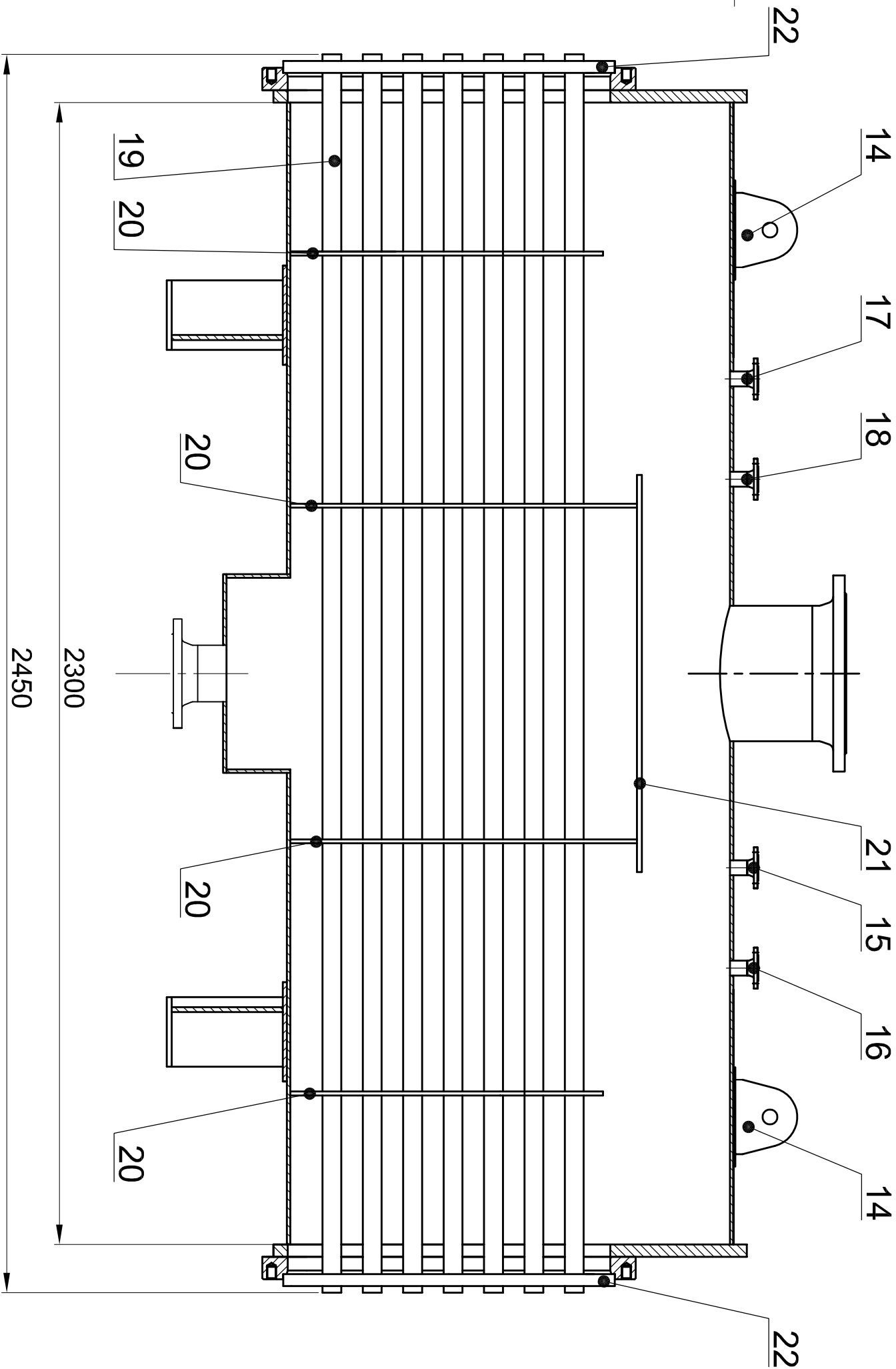
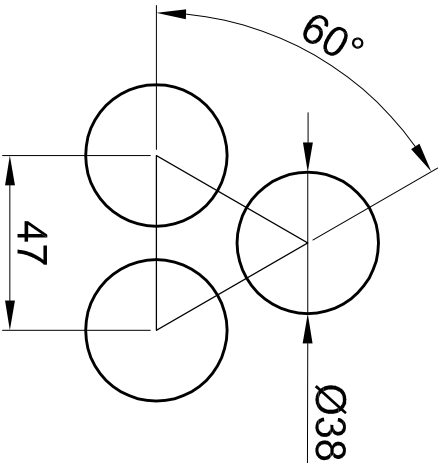
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



RASPORED PROVRTA NA  
CIJEVNOJ STIJENI



KORAK CIJEVI M (1:2)



22	Cijevna stijenka	2	P235GH TC1	Ø670x25	
21	Parobran	1	P235GH TC1		
20	Cijevna pregrada	4	P235GH TC1		
19	Cijev cijevnog snopa	110	P235GH TC1	Ø38x2,6 L=2450	
18	Izjednačenje tlaka	1	P265GH		
17	Priključak za sigurnosni ventil na strani pare	1	P265GH		
16	Odvod nekondenzirajućih plinova	1	P265GH		
15	Priključak za mjerne instrumente	1	P255GH		
14	Ručice za prenošenje	2	P235GH TC1	Ø114,3x3,6	
13	Izlaz kondenzata	1	P235GH TC1	Ø400x7	
12	Sakupljač kondenzata	1	P265GH	Ø720x25	
11	Oslonac	2	P265GH		
10	Izlaz rashladne vode	1	P265GH		
9	Priključak za sigurnosni ventil na strani vode	1	P265GH TC1	Ø273x6,3	
8	Ulaz pare	1	P265GH TC1	Ø152,4x4,5	
7	Ulaz rashladne vode	1	P265GH		
6	Odzračak	2	P265GH		
5	Ispust vode	2	P265GH		
4	Brtna	2			
3	Pritulnica	2	P265GH	Ø755/Ø670x45	
2	Ravna stranica	2	P265GH	Ø955x25	
1	Plasti	1	P265GH	Ø900x2300x8	
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Norma/Crež broj	Materijal	Dimenzije
Broj naziva - code					
	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Polpis	
	Razradio		Karla Rišoa		
	Crtao		Karla Rišoa		
	Pregledao				
ISO - TOL					
	Objekt:	KONDENZATOR VODENA PARA-KAPLJEVITA VODA			Objekt broj:
	Napomena:				R. N. broj:
	Materijal:		Masa:		
	Mjerilo originala		Naziv:		
	1:10		KONDENZATOR		
	Crež broj:		Format: A2		
			Kopija		

